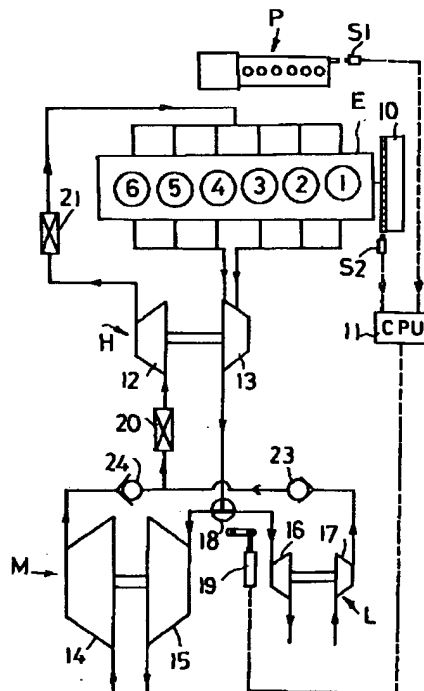


(11)特許出願公開番号

(43)公開日 平成8年(1996)1月30日

審査請求 未請求 請求項の数1 OL (全 6 頁) 最終頁に続く

(74)代理人 弁理士 矢野 寿一郎



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 低圧段過給機と高圧段過給機の2段の過給機を有するエンジンにおいて、高圧段過給機Hのタービンスクロールを、エンジンシリンダの排気を2群に分けたツインスクロール型とし、低圧段過給機には、容量の異なる2台の過給機を併設し、エンジンの出力により小容量過給機Lを運転する場合と、大容量過給機Mを運転する場合と、小容量過給機Lと大容量過給機Mを同時に運転する場合とに切換可能としたことを特徴とする2段過給エンジン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、2段過給エンジンにおいて、エンジンが低中速で高負荷域で運転する場合の給気圧力を上昇し、燃焼性能を向上し排気濃度を低下し、出力の増加を図るものである。

【0002】

【従来の技術】従来から、2段過給エンジンに関する技術は公知とされているのである。例えば、実開昭61-167429号公報に記載の技術の如くである。上記実開昭61-167429号公報に記載の2段過給エンジンの技術は、図4において従来技術として開示されているが、次のような不具合があったのである。即ち、上記従来技術は、低圧段に2個の過給機を有する2段過給エンジンであるが、シーケンス制御による切換を行っていないので、通常に2段過給エンジンと同様の特性しか発揮できないのである。

【0003】次に図4に記載の従来技術を詳細に説明する。該構成においては、高圧過給機Fは1台のみであり、低圧過給機がGとJと2台が併設されている。故に、6シリンダのエンジンEからの排気は、すべて高圧過給機Fのタービン32に供給される。そして該タービン32が回転することにより、高圧過給機Fのコンプレッサ31を回転する。前記高圧過給機Fのタービン32を通過した後の排気ガスは、2方向に分岐されて、2台が併置された低圧過給機Gと低圧過給機Jに2分割される。そして、該低圧過給機Gと低圧過給機Jは、同じ条件でタービン34と36が回転し、同じ条件で、コンプレッサ33と35が回転されるのである。該低圧過給機Gと低圧過給機Jにより、給気が低圧圧縮され、次に高圧過給機Fのコンプレッサに供給されて高圧圧縮される。該高圧圧縮された給気がアフタークーラ21を通過して、エンジンEの1～6のシリンダに供給されるのである。

【0004】また、図2に記載の従来技術においては、通常の2段過給エンジンであり、低速と中速で高負荷時において、給気圧が上昇せず、燃焼性能が悪いのである。図2の従来技術について詳細に説明する。即ち、エンジンEは6気筒のエンジンを示している。そして、該1～6の各シリンダからの排気をまとめて、高圧過給機

2

Aを構成するタービン38に供給し、コンプレッサ37を回転している。該タービン38を通過した後の排気ガスは低圧過給機Bのタービン40に供給されて、タービン40を回転し、コンプレッサ39を回転すべく構成されている。低圧過給機Bのコンプレッサ39により給気をまず1段過給し、次にインタークーラ20を通過させ、該インタークーラ20を通過させた給気を、高圧過給機Aのコンプレッサ37に供給し、更に高圧化して、アフタークーラ21を通過させて、エンジンEの1～6のシリンダに供給している。

10

【0005】また図3に記載の従来技術においては、高圧過給機として2段の過給機を有する2段シーケンシャルエンジンであるが、切換弁8が高温高圧の排気ガスに直接に触れる為に、切換弁8の耐久性が問題となるという不具合があったのである。図3に記載の従来技術を詳細に説明する。該従来技術においては、6気筒のエンジンEの1～3のシリンダからの排気と、4～6のシリンダの排気を2分している。そして、高圧過給機を2台併設して、該分割した2群の排気ガスを高圧過給機Dと高圧過給機Cに供給している。そして高圧過給機Cは使用する場合と、使用しない場合とに、切換弁8による切換が可能となっており、該切換弁8が閉鎖されると、4～6のシリンダの排気も、1～3のシリンダの排気と合流して、高圧過給機Dのタービン28に供給されるべく構成している。該タービン28の回転により高圧過給機Dのコンプレッサ27が回転される。

20

【0006】また、バルブが開いている場合には、4～6の排気は高圧過給機Cのタービン26に供給されて、該タービン26の回転によりコンプレッサ25が回転すべく構成されている。該タービン26を通過した後の排気は、タービン28からの排気と合流して、低圧過給機Eのタービン30に供給される。該タービン30の回転によりコンプレッサ29が回転する。給気は、コンプレッサ29によりまず低圧圧縮され、次にコンプレッサ29からインタークーラ20を経て、高圧過給機Cのコンプレッサ25と、高圧過給機Dのコンプレッサ27の両方に供給される。しかし、切換弁8が閉鎖されて、高圧過給機Cのタービン26が回転しない場合には、コンプレッサ25も回転しないので、高圧過給機Cは閉鎖されていると同じ状態であり、高圧過給機Dのコンプレッサ27のみを通過して給気が高圧化される。そしてコンプレッサ27により高圧化された給気は、コンプレッサ25に逆流しないように配置されたチェックバルブ9を通過して、アフタークーラ21に至る。該アフタークーラ21からエンジンEの各1～6のシリンダに供給される。

30

40

【0007】

【発明が解決しようとする課題】本発明は上記従来技術の不具合を解消し、2段過給エンジンにおける、低速と中速域の高負荷域の給気圧を上昇させて、燃焼性能を向

50

3

上し、エンジン出力の増加を図るものである。また、加速性能の改善をも図るものである。

【0008】

【課題を解決するための手段】本発明の解決しようとする課題は以上の如くであり、次に該課題を解決するための手段を説明する。低圧段過給機と高圧段過給機の2段の過給機を有するエンジンにおいて、高圧段過給機Hのタービンスクロールを、エンジンシリンダの排気を2群に分けたツインスクロール型とし、低圧段過給機には、容量の異なる2台の過給機を併設し、エンジンの出力により小容量過給機Lを運転する場合と、大容量過給機Mを運転する場合と、小容量過給機Lと大容量過給機Mを同時に運転する場合とに切換可能としたものである。

【0009】

【作用】次に作用を説明する。本発明によれば、2段過給エンジンにおいて、低速と中速の高負荷域においても給気圧（正味平均有効圧）を上昇し、充分な燃焼性能を得ることができ、また出力性能の向上を図ることが出来るのである。またエンジンEの加速性能の向上をも図ることが出来るのである。また、従来技術のシーケンシャル技術の如く、エンジンEからの排気を2段階に構成した高圧段過給機に切換えるのではなくて、高圧段過給機Hはツインスクロール型に構成し、6気筒の全てを同じツインスクロール型のタービンに供給すべく構成したので、高圧側の切換弁は必要なくなり、該切換弁の耐久性が問題となることが無くなったのである。また、2群に分割して2台の高圧段過給機に排気を供給しなくても、ツインスクロール型であるので、排気の脈動を消すことが出来た。

【0010】

【実施例】次に実施例を説明する。図1は本発明の2段過給エンジン機構のブロック回路図、図2は従来の通常の2段過給エンジン機構のブロック回路図、図3は高圧側に2段の過給機を具備して、切換弁8により切換可能とした従来の2段過給エンジンのブロック回路図、図4は低圧側に2段の過給機を具備した従来技術のブロック回路図、図5は本発明の2段過給エンジンにおいて、低圧小容量過給機Lのみを使用している状態のブロック回路図、図6は本発明の2段過給エンジンにおいて、低圧大容量過給機Mのみを使用している状態のブロック回路図、図7は3段切換状態とした本発明の2段過給エンジンの正味平均有効圧の状態を示す作用図、図8は2段切換状態とした本発明の2段過給エンジンの正味平均有効圧の状態を示す作用図である。

【0011】図1、図5・図6において、本発明の2段過給エンジンの構成を説明する。本発明においては、高圧段過給機Hとして、ツインスクロール型のタービン13を使用している。該ツインスクロール型のタービン13は、2方向からの排気が、タービンの出口部分で始めて合流すべく構成しているのである。図1においては、

4

1～3のシリンダの排気と、4～6のシリンダからの排気は、タービン13の出口において始めて合流すべく構成しているのので、各シリンダ毎の排気が干渉しあうことが少なくなったのである。

【0012】また該ツインスクロール型のタービン13が排気で回転すると、コンプレッサ12が回転する。またタービン13を通過した排気は、切換弁18において、2方向に分岐または、低圧大容量過給機Mか又は低圧小容量過給機Lの1方のみを使用すべく切換えられる。該切換弁18の切換は、燃料噴射ポンプPに設けたセンサーS1と、エンジンEのフライホイール10の回転数を検出するセンサーS2により制御されて、回転数が、低速域か中速域か高速域か、または負荷が小さか等を判断して、CPU11が直接に判断して、切換アクチュエータ19に指令信号を出すことにより、自動的に切換アクチュエータ19を作動させて、切換弁18を切換可能としている。

【0013】そして、該切換弁18により、低圧小容量過給機Lと低圧大容量過給機Mの何方かを給気の低圧圧縮に使用する場合と、どちらも使用する場合とに使い分けることができる。低圧大容量過給機Mはタービン15とコンプレッサ14により構成されており、また、低圧小容量過給機Lはタービン17とコンプレッサ16により構成されている。そして、低圧小容量過給機Lと低圧大容量過給機Mの間のそれぞれの側に、チェックバルブ24・23が介装されている。該チェックバルブ24・23は、低圧小容量過給機Lと低圧大容量過給機Mの非使用側に、低圧給気が逆流しないように構成している。

【0014】該チェックバルブ24・23を押し上げた低圧圧縮給気は、インタークーラ20を通過して、高圧段過給機Hのコンプレッサ12に供給されている。該高圧段過給機Hのコンプレッサ12において、高圧圧縮されて、アフタークーラ21からエンジンEのシリンダの給気側に供給される。該CPU11における切換アクチュエータ19を操作する切換の判断は、回転数のみ、または回転数と燃料噴射ポンプPのポンプ圧目盛りにより負荷を検出して判断する。

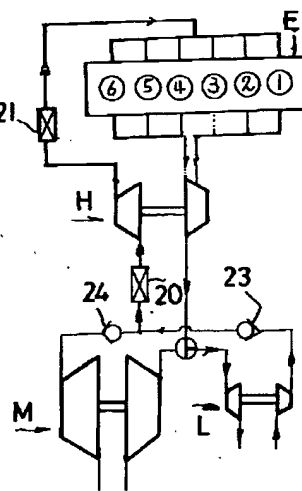
【0015】そして図7と図8に示す如く、作用する。図7においては、水平軸にエンジン回転数と負荷率を座標としており、縦軸の座標には、正味平均有効圧を取っている。そして、機関回転数が低く負荷も低い場合には、図7の3段切換方式の場合には、a域に示す如く、低圧小容量過給機Lと高圧段過給機Hを作動させた、図5の作用状態とする。これにより、低速回転で低負荷の場合には、充分の正味平均有効圧が得られる曲線域となるのである。

【0016】また機関回転数が上昇し、負荷率が50%を越えると、図6に示す如く、低圧大容量過給機Mと高圧段過給機Hを作動させた状態としたb域の状態とするのである。これにより、充分の正味平均有効圧を得るこ

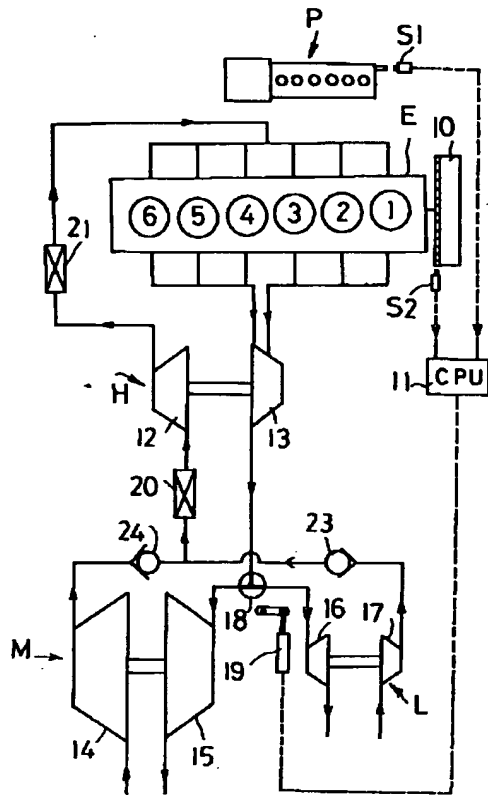
13, 15, 17 タービン

10

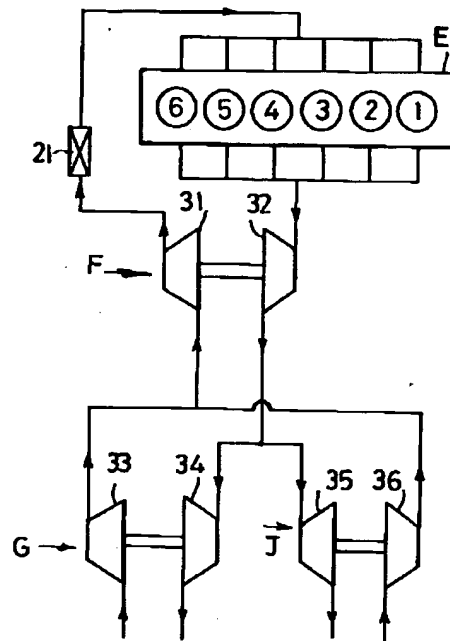
【図5】



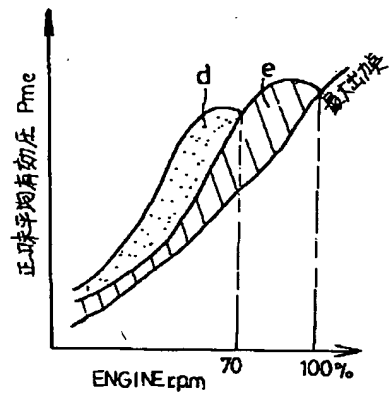
【図1】



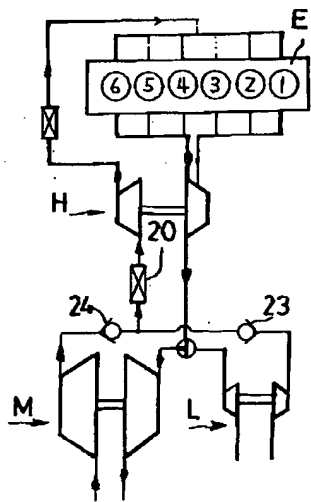
【図4】



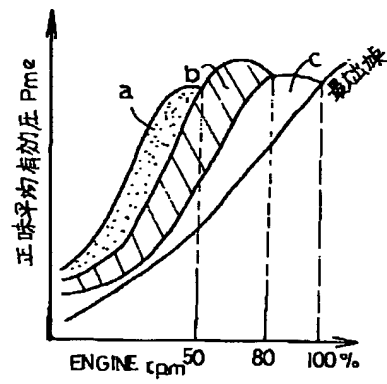
【図8】



【図6】



【図7】



フロントページの続き

(51)Int. Cl.⁶F 0 2 B 37/02
39/00

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

H
E

PAT-NO: JP408028287A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 08028287 A

TITLE: TWO-STAGE SUPERCHARGED ENGINE

PUBN-DATE: January 30, 1996

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

INABA, HITOSHI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

YANMAR DIESEL ENGINE CO LTD

N/A

APPL-NO: JP06170859

APPL-DATE: July 22, 1994

INT-CL (IPC): F02B037/013, F02B037/007 , F02B037/02 , F02B039/00

ABSTRACT:

PURPOSE: To increase a feed pressure when an engine is operated at a low and middle speed and in a high load area, reduce exhaust gas density through improvement of combustion performance, and to increase an output.

CONSTITUTION: In an engine having a supercharger consisting of a low pressure stage supercharger and a high pressure stage supercharger, the scroll of the turbine 13 of a high pressure stage supercharger H forms a twine scroll type wherein exhaust gas of an engine cylinder is divided into two groups. The low pressure stage supercharger is provided with two superchargers having different capacity which are juxtaposed with each other. Switching into a case wherein a low supercharger L is operated, a case wherein a high capacity supercharger M is operated, and a case wherein the low and high capacity superchargers L and M are simultaneously operated is practicable by means of the output of the engine.

COPYRIGHT: (C)1996,JPO